

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2004009843
PUBLICATION DATE : 15-01-04

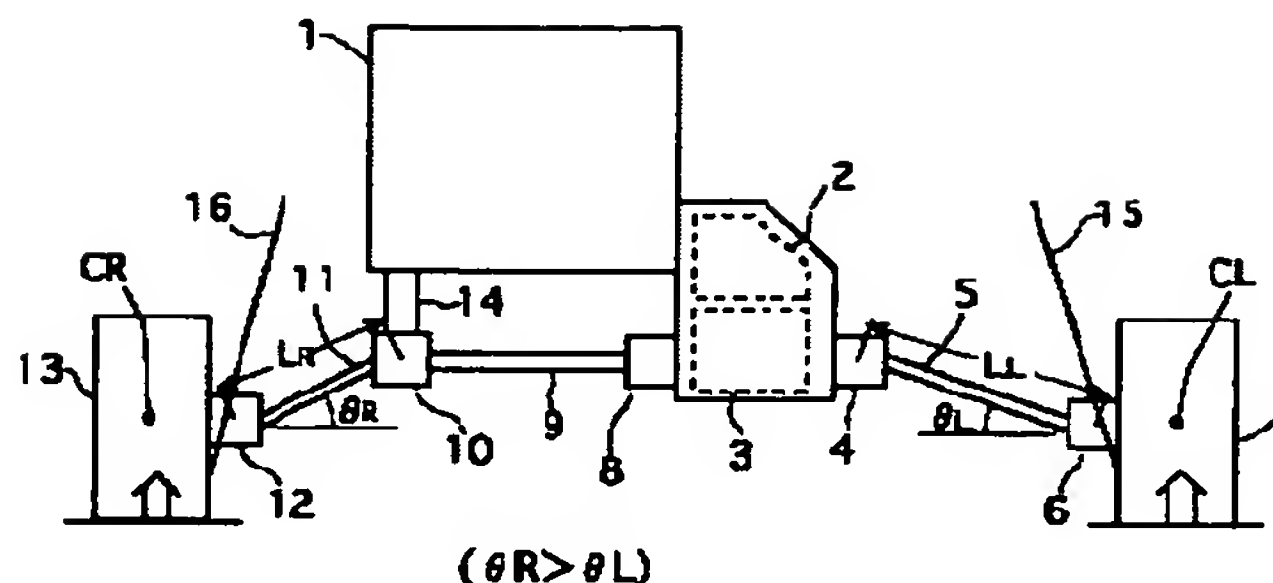
APPLICATION DATE : 05-06-02
APPLICATION NUMBER : 2002164575

APPLICANT : NISSAN MOTOR CO LTD;

INVENTOR : WATANABE AKIO;

INT.CL. : B60K 17/30 F16C 3/02

TITLE : DRIVING SHAFT ARRANGEMENT
STRUCTURE



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide driving shaft arrangement structure that can reduce torque-steer caused by the right and left difference in driving torque in the case of the occurrence of the right and left difference in driving torque caused by the torsional rigidity difference of right and left driving shaft systems or the shared load difference of right and left wheels.

SOLUTION: In this driving shaft arrangement structure, a differential gear 3 connected to an engine 1 and a transmission 2 is arranged offset from the center in a vehicle cross direction, and the differential gear 3 and a left front wheel 7 are connected by a left driving shaft 5 on one side of the differential gear 3, while on the other side, the differential gear 3 and a right front wheel 13 are connected by a right driving shaft 11 through an intermediate shaft 9 connected to the differential gear 3. When the torsional rigidity of the left driving shaft 5 is higher than that of the right driving shaft 11 + the intermediate shaft 9, the bend angle θ_R of the right driving shaft 11 with lower torsional rigidity is set larger than the bend angle θ_L of the left driving shaft 5 on the other side.

COPYRIGHT: (C)2004,JPO

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-9843

(P2004-9843A)

(43) 公開日 平成16年1月15日(2004.1.15)

(51) Int. Cl.⁷

B60K 17/30

F16C 3/02

F1

B60K 17/30

F16C 3/02

テーマコード (参考)

3D043

3J033

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-164575 (P2002-164575)

(22) 出願日 平成14年6月5日 (2002.6.5)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(74) 代理人 100119644

弁理士 綾田 正道

(74) 代理人 100105153

弁理士 朝倉 悟

(72) 発明者 渡邊 明規雄

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 3D043 AA03 AB01 CA02

3J033 AA01

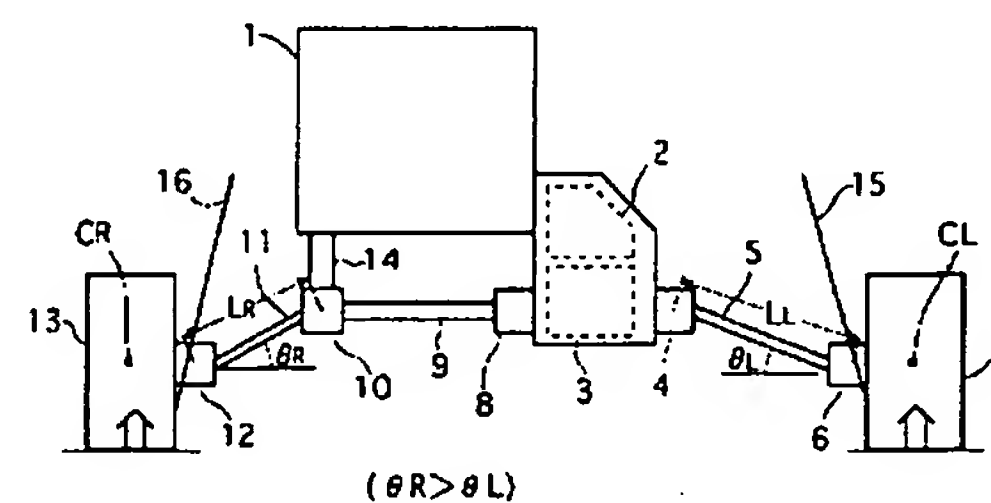
(54) 【発明の名称】 駆動軸配置構造

(57) 【要約】

【課題】 左右駆動軸系のねじり剛性差、あるいは、左右輪の分担荷重差を原因として駆動トルクに左右差が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる駆動軸配置構造を提供すること。

【解決手段】 エンジン1及び変速機2に接続される差動装置3を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置3の一方では差動装置3と左前輪7とを左駆動軸5で連結し、他方では差動装置3と右前輪13とを差動装置3に連結された中間軸9を介して右駆動軸11で連結する駆動軸配置構造において、前記左駆動軸5のねじり剛性が、前記右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性よりも高い場合、ねじり剛性の低い方の右駆動軸11の折れ角 θ_R を、他方の左駆動軸5の折れ角 θ_L よりも大きな角度に設定した。

【選択図】 図1



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動源に接続される差動装置を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置の一方では差動装置と車輪とを第一の駆動軸で連結し、他方では差動装置と車輪とを差動装置に連結された中間軸を介して第二の駆動軸で連結する駆動軸配置構造において、前記車輪中心と駆動軸車輪側ジョイントとを結ぶ軸と、駆動軸とがなす角度を折れ角と定義したとき、

前記第一の駆動軸のねじり剛性と、前記第二の駆動軸＋中間軸のねじり剛性に差がある場合、ねじり剛性の低い方の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定したことを特徴とする駆動軸配置構造。

10

【請求項2】

請求項1に記載された駆動軸配置構造において、

前記第一の駆動軸のねじり剛性が、前記第二の駆動軸＋中間軸のねじり剛性より高い場合、第二の駆動軸の長さを第一の駆動軸の長さよりも短く設定することを特徴とする駆動軸配置構造。

【請求項3】

駆動源に接続される差動装置を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置の一方では差動装置と車輪とを第一の駆動軸で連結し、他方では差動装置と車輪とを差動装置に連結された中間軸を介して第二の駆動軸で連結する駆動軸配置構造において、前記車輪中心と駆動軸車輪側ジョイントとを結ぶ軸と、駆動軸とがなす角度を折れ角と定義したとき、

20

前記左右車輪の分担荷重に差がある場合、分担荷重の小さい側の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定したことを特徴とする駆動軸配置構造。

【請求項4】

請求項3に記載された駆動軸配置構造において、

前記第一の駆動軸側車輪の分担荷重が第二の駆動軸側車輪の分担荷重より大きい場合、第二の駆動軸の長さを第一の駆動軸の長さよりも短く設定したことを特徴とする駆動軸配置構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

30

【発明の属する技術分野】

本発明は、横置きエンジンを搭載した前輪駆動車（FF車）等のように、駆動源に接続される差動装置が車幅方向中心からオフセットして配置された車両に適用される駆動軸配置構造の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】

いわゆる横置きエンジンを搭載した前輪駆動車（FF車）は、横置きエンジンの車両幅方向の片側に変速機及び差動装置が連結されるので、差動装置と左右前輪との距離が左右で異なる。

【0003】

40

このため、例えば、実公平06-16822号公報に記載されているように、差動装置と車輪との距離が長い側では、差動装置側に車幅方向に延在する中間軸と駆動軸とを介して差動装置と車輪とを連結し、差動装置と車輪との距離が短い側では、差動装置と車輪と駆動軸のみを介して連結することで、左右の駆動軸の折れ角（＝ジョイント屈曲角）を同じ角度とし、左右の駆動軸の長さも等長とする駆動軸配置構造が記載されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、従来の駆動軸配置構造にあっては、左右輪の駆動軸系にねじり剛性差がある場合には、差動装置の不感帯を原因として駆動トルクに左右差が生じる。あるいは、左右輪の分担荷重に差がある場合には、分担荷重差を原因として駆動トルクに左右差が生じ

50

る。これらの場合、駆動トルクの左右差に起因してキングピン軸周りに不均衡モーメントが発生するため、左右のモーメント差に基づくトルクステアを防止することができない。

【0005】

ここで、「キングピン軸」とは、ホイールアライメントにより規定されるタイヤの回転中心軸であり、キングピンの無いサスペンション、例えば、アッパーリンクとロアリンクを有するサスペンションでは、アッパーボールジョイントの中心とロアボールジョイントの中心を結んだ軸をいう。

【0006】

また、「トルクステア」とは、左右のキングピン軸周りに生じる不均衡モーメントによりドライバーの意に反してステアリングがとられる現象をいう。

10

【0007】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、左右輪の駆動軸系にねじり剛性差を原因として駆動トルクに左右差が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる駆動軸配置構造を提供することを第1の目的とする。

【0008】

また、左右輪の分担荷重差を原因として駆動トルクに左右差が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる駆動軸配置構造を提供することを第2の目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

20

上記第1の目的を達成するため、第1の発明では、差動装置の一方では差動装置と車輪とを第一の駆動軸で連結し、他方では差動装置と車輪とを差動装置に連結された中間軸を介して第二の駆動軸で連結する駆動軸配置構造において、前記第一の駆動軸のねじり剛性と、前記第二の駆動軸+中間軸のねじり剛性に差がある場合、ねじり剛性の低い方の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定した。

【0010】

上記第2の目的を達成するため、第2の発明では、差動装置の一方では差動装置と車輪とを第一の駆動軸で連結し、他方では差動装置と車輪とを差動装置に連結された中間軸を介して第二の駆動軸で連結する駆動軸配置構造において、前記左右車輪の分担荷重に差がある場合、分担荷重の小さい側の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定した。

30

【0011】

ここで、「折れ角」とは、車輪の回転中心軸（車輪中心と駆動軸車輪側ジョイントとを結ぶ軸）と、駆動軸とがなす角度をいう。

【0012】

また、本発明の駆動軸配置構造が適用される車両は、「駆動源」と車幅方向中心からオフセットされた「差動装置」が搭載された車両であれば、エンジンと変速機を駆動源とするエンジン駆動車に限らず、モータと変速機を駆動源とする電気自動車や、エンジンとモータを駆動源とするハイブリッド車にも適用できる。

【0013】

40

【発明の効果】

よって、第1の発明にあっては、左右の駆動軸系にねじり剛性差がある場合、差動装置の不感帯を原因として駆動トルクに左右差が生じる。この場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメントがステアリングを右（もしくは左）に回す方向に発生する。しかし、ねじり剛性の低い方の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定したことにより、駆動軸偶力左右差による不均衡モーメントがステアリングを左（もしくは右）に回す方向に発生させることができる。このため、駆動トルク左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメントをキャンセルでき、結果としてトルクステアを低減することができる。

【0014】

また、第2の発明にあっては、左右輪の分担荷重に差がある場合、分担荷重差を原因として駆動トルクに左右差が生じる。この場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメントがステアリングを右（もしくは左）に回す方向に発生する。しかし、分担荷重の小さい側の駆動軸の折れ角を、他方の駆動軸の折れ角よりも大きな角度に設定したことにより、駆動軸偶力左右差による不均衡モーメントがステアリングを左（もしくは右）に回す方向に発生させることができる。このため、駆動トルク左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメントをキャンセルでき、結果としてトルクステアを低減することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の駆動軸配置構造を実現する実施の形態を、図面に基づいて説明する。

【0016】

（第1実施例）

まず、構成を説明する。

図1は横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第1実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。図1において、1はエンジン、2は変速機、3は差動装置、4は等速継手、5は左駆動軸、6は等速継手、7は左前輪、8は等速継手、9は中間軸、10は等速継手、11は右駆動軸、12は等速継手、13は右前輪、14はブラケット、15は左前輪キングピン軸、16は右前輪キングピン軸である。

【0017】

前記エンジン1は、車体前部に搭載される。このエンジン1は、クランク軸が車幅方向に延在する、いわゆる横置きエンジンであり、エンジン1の左側に変速機2を介して差動装置3が接続される。なお、エンジン1及び変速機2は、請求項1に記載の駆動源に相当する。

【0018】

前記差動装置3は、車幅方向中心から左側によった位置にオフセットして配置される。この差動装置3の一方側（左側）には、等速継手4を介して左駆動軸5（第一の駆動軸）が連結され、左駆動軸5には等速継手6を介して左前輪7（車輪）に連結される。

【0019】

一方、この差動装置3の他方側（右側）には、等速継手8を介して車幅方向に延在する中間軸9がスプライン 合にて連結され、この中間軸9には、等速継手10を介して右駆動軸11（第二の駆動軸）が連結され、右駆動軸11には等速継手12を介して右前輪13（車輪）に連結される。なお、中間軸9は、ブラケット14を介してエンジン1に支持される。

【0020】

第1実施例の駆動軸配置構造は、左右前輪7、13の分担荷重に差が無く、かつ、左駆動軸5のねじり剛性と、右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性と、を比較した場合、左駆動軸5のねじり剛性が高い設定となっている。

【0021】

このように、左駆動軸5のねじり剛性と、右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性とは差があるため、ねじり剛性の低い方の右駆動軸11の折れ角 θ_R を、他方の左駆動軸5の折れ角 θ_L よりも大きな角度に設定している。

【0022】

ここで、折れ角 θ_L とは、左前輪中心 C_L と等速継手6の中心とを結ぶ軸と、左駆動軸5とがなす角度をいい、折れ角 θ_R とは、右前輪中心 C_R と等速継手12の中心とを結ぶ軸と、右駆動軸11とがなす角度をいう。

【0023】

さらに、左駆動軸5のねじり剛性が、右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性より高いため、右駆動軸11の長さ L_R を左駆動軸5の長さ L_L よりも短く設定している。

【0024】

次に、作用を説明する。

【0025】

〔差動装置の不感帯による駆動トルク左右差〕

左右輪の駆動軸系にねじり剛性差がある場合には、差動装置の不感帯を原因として駆動トルクに左右差が生じる理由を説明する。

【0026】

差動装置と車輪とを連結する駆動軸もしくは駆動軸＋中間軸のねじり剛性に関し、左右の駆動軸及び駆動軸＋中間軸との間でねじり剛性差がある場合、差動装置が完全に作動すれば、左右の駆動軸もしくは駆動軸＋中間軸の剛性差にかかわらず、駆動トルクは左右均等に配分されるが、現実には差動装置に不感帯（差動作用が発生しない領域）があり、ある一定の駆動トルク左右差が発生するまで作動しない。これは、差動が左右の回転抵抗差で起きることによる。

10

【0027】

つまり、駆動トルク負荷直後（発進加速時等）には、ある一定の駆動トルク左右差が発生するまでの間、左右駆動軸は同位相で回転し、左右の駆動軸には同一のねじれ角が与えられる。このため、高剛性側の駆動系に伝達される駆動トルクが、必然的に低剛性側の駆動系に伝達される駆動トルクより大きくなり、駆動トルクに左右差が生じる。

【0028】

〔キングピン軸周りの不均衡モーメント〕

まず、駆動トルク左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_D は、

20

$$M_D = \{ (T_L - T_R) / H_T \} \times H_{kp} \quad (\text{Nm}) \quad \dots (1)$$

ただし、 T_L : 左輪駆動トルク (Nm)

T_R : 右輪駆動トルク (Nm)

H_T : タイヤ動半径

H_{kp} : キングピンオフセット

により表される。

【0029】

また、駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_θ は、

$$M_\theta = M_{\theta L} - M_{\theta R} = (T_L \times \tan \theta_L / 2) - (T_R \times \tan \theta_R / 2) \quad (\text{Nm}) \quad \dots (2)$$

30

ただし、 $M_{\theta L}$: 左輪側キングピン軸周りのモーメント (Nm)

$M_{\theta R}$: 右輪側キングピン軸周りのモーメント (Nm)

θ_L : 左駆動軸の折れ角 (°)

θ_R : 右駆動軸の折れ角 (°)

により表される。

【0030】

そして、トルクステアの発生原因となるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} は、上記 (1) 式と (2) 式との総和である、

$$M_{kp} = M_D + M_\theta \quad (\text{Nm}) \quad \dots (3)$$

40

により表される。

【0031】

〔トルクステア低減作用〕

図1に示す第1実施例構造において、キングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_{kp} により発生するトルクステアの低減作用を、図2に示す従来構造の場合との対比により説明する。

【0032】

まず、左駆動軸5のねじり剛性が右駆動軸11＋中間軸9のねじり剛性よりも高いため、差動装置3の不感帯（差動作用が発生しない領域）では、左前輪7に伝えられる駆動トルク（左輪駆動トルク T_L ）が、右前輪13に伝えられる駆動トルク（右輪駆動トルク T_R ）

50

より大きくなる。このため、左前輪キングピン軸 15 周りのモーメントが、右前輪キングピン軸 16 周りのモーメントより大きくなり、ステアリングを右に回転させる力が発生する。言い換えると、上記 (1) 式で表される駆動トルク左右差によるキングピン軸 15、16 周りの不均衡モーメント M_D が、ステアリングを右に回す方向に発生する。

【0033】

そして、図 2 に示すように、左右駆動軸 5、11 が折れ角 θ_R 、 θ_L が均等である従来構造の場合には、 $\theta_R = \theta_L$ であるため、左輪側キングピン軸 15 周りのモーメント M_{θ_L} と、右輪側キングピン軸 16 周りのモーメント M_{θ_R} とを比較すると、 $T_L > T_R$ となる。このため、左輪側キングピン軸 15 周りのモーメント M_{θ_L} が、右輪側キングピン軸 16 周りのモーメント M_{θ_R} より大きくなり、ステアリングを右に回転させる力が発生する。言い換えると、上記 (2) 式で表される駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が正の値となり、ステアリングを右に回す方向に発生する。

10

【0034】

よって、図 2 に示す従来構造の場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸 15、16 周りの不均衡モーメント M_D によりステアリングが右に回され、これに加え、駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} がステアリングの右回りを助長することになり、大きなキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} により、発進加速時等においてステアリングが右に回されるトルクステアが発生する。

【0035】

これに対し、図 1 に示すように、左右駆動軸 5、11 の折れ角 θ_R 、 θ_L が不均等である第 1 実施例構造の場合には、 $\theta_R > \theta_L$ であるため、右輪側キングピン軸 16 周りのモーメント $M_{\theta_R} (=T_R \times \tan \theta_R / 2)$ を、左輪側キングピン軸 15 周りのモーメント $M_{\theta_L} (=T_L \times \tan \theta_L / 2)$ より大きく設定することができ、このため、ステアリングを左に回転させる力が発生する。言い換えると、上記 (2) 式で表される駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が負の値となり、ステアリングを左に回す方向に発生する。

20

【0036】

よって、図 1 に示す第 1 実施例構造の場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸 15、16 周りの不均衡モーメント M_D がステアリングを右に回す方向に発生するのに対し、この不均衡モーメント M_D をキャンセルする方向、つまり、ステアリングを左に回す方向に駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が作用し、両者の総和である上記 (3) 式により表されるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} が低い値に抑えられる。

30

【0037】

このため、図 1 に示す第 1 実施例構造の場合、発進加速時等においてステアリングが右に回されるトルクステアを、図 2 に示す従来構造の場合に比べ、大幅に低減することができる。

【0038】

次に、効果を説明する。

第 1 実施例の駆動軸配置構造にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

40

【0039】

(1) エンジン 1 及び変速機 2 に接続される差動装置 3 を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置 3 の一方では差動装置 3 と左前輪 7 とを左駆動軸 5 で連結し、他方では差動装置 3 と右前輪 13 とを差動装置 3 に連結された中間軸 9 を介して右駆動軸 11 で連結する駆動軸配置構造において、前記左駆動軸 5 のねじり剛性が、前記右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性よりも高い場合、ねじり剛性の低い方の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R を、他方の左駆動軸 5 の折れ角 θ_L よりも大きな角度に設定したため、差動装置 3 の不感帯を原因として駆動トルク T_L 、 T_R に左右差 ($T_L > T_R$) が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる。

【0040】

50

(2) 左駆動軸 5 のねじり剛性が、右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性よりも高い場合、右駆動軸 11 の長さ L_R を左駆動軸 5 の長さ L_L よりも短く設定しているため、下記の効果を得ることができる。

▲ 1 ▼ 右駆動軸 11 と中間軸 9 との結合位置（等速継手 10 の位置）を車幅方向に移動させるのみで折れ角 θ_R の設定が可能であるため、パワートレイン・レイアウトへの影響を最小限にすることができる。

▲ 2 ▼ 中間軸径 > 右駆動軸径である構造においては、上記のように車幅方向（車両外方向）に等速継手 10 を移動させることにより中間軸 9 のねじり剛性が増加するため、左駆動軸 5 と右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性差を小さくすることができる。これは、駆動トルク左右差の低減につながるため、トルクステアの低減に対し相乗効果を期待することができる。

10

【0041】

（第 2 実施例）

第 2 実施例は、左前輪 7 の分担荷重が右前輪 13 の分担荷重より大きい場合に左右駆動軸 5、11 の折れ角 θ_L 、 θ_R を設定する例である。

【0042】

まず、構成を説明する。

図 3 は横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第 2 実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。図 3 において、1 はエンジン、2 は変速機、3 は差動装置、4 は等速継手、5 は左駆動軸、6 は等速継手、7 は左前輪、8 は等速継手、9 は中間軸、10 は等速継手、11 は右駆動軸、12 は等速継手、13 は右前輪、14 はブラケット、15 は左前輪キングピン軸、16 は右前輪キングピン軸である。

20

【0043】

第 2 実施例の駆動軸配置構造は、基本的には第 1 実施例の駆動軸配置構造と同様である。しかし、第 2 実施例構造での左右前輪 7、13 の分担荷重は、左前輪 7 の分担荷重 F_L が右前輪 13 の分担荷重 F_R より大きい関係にあり、かつ、左駆動軸 5 のねじり剛性は、右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性より高い設定となっている。

【0044】

このように、左前輪 7 の分担荷重と、右前輪 13 の分担荷重とは差があるため、分担荷重が小さい右駆動軸 11 の折れ角 θ_R を、分担荷重が大きい左駆動軸 5 の折れ角 θ_L よりも大きな角度に設定している。この第 2 実施例の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R と、第 1 実施例の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R と、を比較した場合、ねじり剛性差を抑制する分に、分担荷重差による調整分が加わることで、 $\theta_R' > \theta_R$ となる関係に設定している。

30

【0045】

さらに、左前輪 7 の分担荷重 F_L が、右前輪 13 の分担荷重 F_R より大きいため、右駆動軸 11 の長さ L_R を左駆動軸 5 の長さ L_L よりも短く設定している。この第 2 実施例の右駆動軸 11 の長さ L_R と、第 1 実施例の右駆動軸 11 の長さ L_R と、を比較した場合、ねじり剛性差を抑制する分に、分担荷重差による調整分が加わることで、 $L_R' < L_R$ となる関係に設定している。

【0046】

次に、作用を説明する。

40

【0047】

〔左右輪の分担荷重差による駆動トルク左右差〕

左右輪の分担荷重が 1 : 1 でない車両において、路面とタイヤ間に発生する摩擦力は、分担荷重が大きい方の路面とタイヤ間に発生する摩擦力が大きくなり、分担荷重が小さい方の路面とタイヤ間に発生する摩擦力が小さくなる。そして、発進加速時等において、左右輪へ伝達される駆動トルクが限界域に達すると、タイヤから路面に伝達される駆動トルクは、摩擦力が大きい側の駆動系に伝達される駆動トルクが、必然的に摩擦力が小さい側の駆動系に伝達される駆動トルクより大きくなり、駆動トルクに左右差が生じる。

【0048】

50

この駆動トルクの左右差は、第2実施例のように、左前輪7の分担荷重 $F_L >$ 右前輪13の分担荷重 F_R という関係にある場合には、左右前輪7、13の分担荷重差を原因として左輪駆動トルク $T_L >$ 右輪駆動トルク T_R となる。さらに、第1実施例と同様に、左輪駆動軸系のねじり剛性が右輪駆動軸系のねじり剛性よりも高いため、差動装置3の不感帯を原因として左輪駆動トルク $T_L >$ 右輪駆動トルク T_R となる。

【0049】

よって、第2実施例構造の場合、左右輪の駆動系にねじり剛性差があり、かつ、ねじり剛性が高い方の車輪の分担荷重が、ねじり剛性が低い方の分担荷重より大きいことになり、駆動トルク左右差 $(T_L - T_R)$ は、第1実施例構造のねじり剛性差のみによる駆動トルク左右差より、さらに増大することになる。

10

【0050】

〔トルクステア低減作用〕

図3に示す第2実施例構造において、キングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_{kp} により発生するトルクステアの低減作用を説明する。

【0051】

まず、左右前輪7、13の分担荷重差と、左駆動軸5と右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性差により、左前輪7に伝えられる左輪駆動トルク T_L が、右前輪13に伝えられる右輪駆動トルク T_R より大きくなる。このため、左前輪キングピン軸15周りのモーメントが、右前輪キングピン軸16周りのモーメントより大きくなり、ステアリングを右に回転させる力が発生する。言い換えると、上記(1)式で表される駆動トルク左右差によるキングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_D が、ステアリングを右に回す方向に発生する。この駆動トルク左右差によるキングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_D は、左右前輪7、13の分担荷重差により、第1実施例構造よりも大きいものとなる。

20

【0052】

そして、図3に示すように、左右駆動軸5、11の折れ角 θ_R' 、 θ_L が不均等である第2実施例構造の場合には、 $\theta_R' > (\theta_R) > \theta_L$ であるため、右輪側キングピン軸16周りのモーメント $M_{\theta_R} (= T_R \times \tan \theta_R' / 2)$ を、左輪側キングピン軸15周りのモーメント $M_{\theta_L} (= T_L \times \tan \theta_L / 2)$ より大きく設定することができる。このため、ステアリングを左に回転させる力が発生する。言い換えると、上記(2)式で表される駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が負の値となり、ステアリングを左に回す方向に発生する。この駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} は、左右前輪7、13の分担荷重差により、折れ角 θ_R' 、 θ_L の関係を、 $\theta_R' > \theta_R$ としているため、第1実施例構造よりも大きいものとなる。

30

【0053】

よって、図3に示す第2実施例構造の場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_D がステアリングを右に回す方向に発生するのに対し、この不均衡モーメント M_D をキャンセルする方向、つまり、ステアリングを左に回す方向に駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が作用し、両者の総和である上記(3)式により表されるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} が低い値に抑えられる。

40

【0054】

このため、図3に示す第2実施例構造の場合、発進加速時等においてステアリングが右に回されるトルクステアを、左右前輪7、13の分担荷重差があるにもかかわらず、第1実施例構造レベルまで低減することができる。

【0055】

次に、効果を説明する。

この第2実施例の駆動軸配置構造にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

【0056】

(3) エンジン1及び変速機2に接続される差動装置3を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置3の一方では差動装置3と左前輪7とを左駆動軸5で連結し

50

、他方では差動装置 3 と右前輪 13 とを差動装置 3 に連結された中間軸 9 を介して右駆動軸 11 で連結する駆動軸配置構造において、前記左前輪 7 の分担荷重 F_L が、前記右前輪 13 の分担荷重 F_R よりも大きい場合、分担荷重の小さい側の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R を、他方の左駆動軸 5 の折れ角 θ_L よりも大きな角度に設定したため、左右前輪 7、13 の分担荷重差を原因として駆動トルク T_L 、 T_R に左右差 ($T_L > T_R$) が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる。

【0057】

(4) 左前輪 7 の分担荷重 F_L が、右前輪 13 の分担荷重 F_R よりも大きい場合、右駆動軸 11 の長さ L_R を左駆動軸 5 の長さ L_L よりも短く設定しているため、下記の効果を得ることができる。

10

▲1▼右駆動軸 11 と中間軸 9 との結合位置 (等速継手 10 の位置) を車幅方向に移動させるのみで折れ角 θ_R の設定が可能であるため、パワートレイン・レイアウトへの影響を最小限にすることができる。

▲2▼中間軸径 > 右駆動軸径である構造においては、上記のように車幅方向 (車両外方向) に等速継手 10 を移動させることにより中間軸 9 のねじり剛性が増加するため、左駆動軸 5 と右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性差を小さくすることができる。これは、駆動トルク左右差の低減につながるため、トルクステアの低減に対し相乗効果を期待することができる。

【0058】

(第3実施例)

20

第3実施例は、右前輪 13 の分担荷重が左前輪 7 の分担荷重より大きい場合に左右駆動軸 5、11 の折れ角 θ_L 、 θ_R を設定する例である。

【0059】

まず、構成を説明する。

図4は横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第3実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。図4において、1はエンジン、2は変速機、3は差動装置、4は等速継手、5は左駆動軸、6は等速継手、7は左前輪、8は等速継手、9は中間軸、10は等速継手、11は右駆動軸、12は等速継手、13は右前輪、14はブラケット、15は左前輪キングピン軸、16は右前輪キングピン軸である。

【0060】

30

第3実施例の駆動軸配置構造は、基本的には第1実施例の駆動軸配置構造と同様である。しかし、第3実施例構造での左右前輪 7、13 の分担荷重は、右前輪 13 の分担荷重 F_R が左前輪 7 の分担荷重 F_L より大きい関係にあり、かつ、左駆動軸 5 のねじり剛性は、右駆動軸 11 + 中間軸 9 のねじり剛性より高い設定となっている。

【0061】

このように、左前輪 7 の分担荷重と、右前輪 13 の分担荷重とは差があるため、分担荷重が低い左駆動軸 5 の折れ角 θ_L を、分担荷重が高い右駆動軸 11 の折れ角 θ_R よりも大きな角度に設定している。この第3実施例の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R と、第1実施例の右駆動軸 11 の折れ角 θ_R と、を比較した場合、分担荷重差により駆動トルク左右差が減少、あるいは、逆転すること、 $\theta_R < \theta_R$ となる関係に設定している。

40

【0062】

さらに、右前輪 13 の分担荷重 F_R が、左前輪 7 の分担荷重 F_L より大きいため、右駆動軸 11 の長さ L_R を左駆動軸 5 の長さ L_L よりも長く設定している。この第3実施例の右駆動軸 11 の長さ L_R と、第1実施例の右駆動軸 11 の長さ L_R と、を比較した場合、分担荷重差により駆動トルク左右差が減少すること、 $L_R > L_R$ となる関係に設定している。

【0063】

次に、作用を説明する。

【0064】

[左右輪の分担荷重差による駆動トルク左右差]

BEST AVAILABLE COPY

50

左右輪の分担荷重が1:1でない車両において、路面とタイヤ間に発生する摩擦力は、分担荷重が大きい方の路面とタイヤ間に発生する摩擦力が大きくなり、分担荷重が小さい方の路面とタイヤ間に発生する摩擦力が小さくなる。そして、発進加速時等において、左右輪へ伝達される駆動トルクが限界域に達すると、タイヤから路面に伝達される駆動トルクは、摩擦力が大きい側の駆動系に伝達される駆動トルクが、必然的に摩擦力が小さい側の駆動系に伝達される駆動トルクより大きくなり、駆動トルクに左右差が生じる。

【0065】

この駆動トルクの左右差は、第3実施例のように、右前輪13の分担荷重 $F_R >$ 左前輪7の分担荷重 F_L という関係にある場合には、左右前輪7、13の分担荷重差を原因として左輪駆動トルク $T_L <$ 右輪駆動トルク T_R となる。一方、第1実施例と同様に、左輪駆動軸系のねじり剛性が右輪駆動軸系のねじり剛性よりも高いために、差動装置3の不感帯を原因として左輪駆動トルク $T_L >$ 右輪駆動トルク T_R となる。

10

【0066】

よって、第3実施例構造の場合、左右輪の駆動系にねじり剛性差があり、かつ、ねじり剛性が低い方の車輪の分担荷重が、ねじり剛性が高い方の分担荷重より大きいことになり、駆動トルク左右差 $(T_L - T_R)$ は、第1実施例構造のねじり剛性差のみによる駆動トルク左右差に比べて減少、あるいは、逆転 $(T_R > T_L)$ することになる。

【0067】

〔トルクステア低減作用〕

図4に示す第3実施例構造において、分担荷重差によりねじり剛性差による駆動トルク左右差が逆転する場合を例にとり、キングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_{kp} により発生するトルクステアの低減作用を説明する。

20

【0068】

まず、左駆動軸5と右駆動軸11+中間軸9のねじり剛性差により、左輪駆動トルク $T_L >$ 右輪駆動トルク T_R となるが、左右前輪7、13の分担荷重差により、この駆動トルク左右差は逆転して右輪駆動トルク $T_R >$ 左輪駆動トルク T_L となる。このため、ステアリングを左に回転させる力が発生する。言い換えると、上記(1)式で表される駆動トルク左右差によるキングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_D が、ステアリングを左に回す方向に発生する。

【0069】

一方、図4に示すように、左右駆動軸5、11の折れ角 θ_R 、 θ_L が不均等である第3実施例構造の場合には、 $\theta_L > \theta_R$ であるため、左輪側キングピン軸15周りのモーメント $M_{\theta_L} (= T_L \times \tan \theta_L / 2)$ が大きく、右輪側キングピン軸16周りのモーメント $M_{\theta_R} (= T_R \times \tan \theta_R / 2)$ が小さくなる。このため、ステアリングを右に回転させる力が発生する。言い換えると、上記(2)式で表される駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が正の値となり、ステアリングを右に回す方向に発生する。

30

【0070】

よって、図4に示す第3実施例構造の場合、駆動トルク左右差によるキングピン軸15、16周りの不均衡モーメント M_D がステアリングを左に回す方向に発生するのに対し、この不均衡モーメント M_D をキャンセルする方向、つまり、ステアリングを右に回す方向に駆動軸偶力左右差によるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{θ} が作用し、両者の総和である上記(3)式により表されるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} が低い値に抑えられる。

40

【0071】

このため、図4に示す第3実施例構造の場合、左右前輪7、13の分担荷重差により発進加速時等においてステアリングが左に回されるトルクステアを低減することができ。

【0072】

なお、ねじり剛性差による駆動トルク左右差 $(T_L - T_R)$ が、左右前輪7、13の分担荷重差により減少する場合は、折れ角 θ_R を調整して設定することにより、不均衡モー

50

メント M_D がステアリングを僅かに右に回す方向に発生するのに対し、この不均衡モーメント M_D をキャンセルする方向、つまり、ステアリングを僅かに左に回す方向に不均衡モーメント M_θ を作用させることで、両者の総和である上記(3)式により表されるキングピン軸周りの不均衡モーメント M_{kp} が低い値に抑えられる。

【0073】

次に、効果を説明する。

この第3実施例の駆動軸配置構造にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

【0074】

(5) エンジン1及び変速機2に接続される差動装置3を車幅方向中心からオフセットして配置すると共に、差動装置3の一方では差動装置3と左前輪7とを左駆動軸5で連結し、他方では差動装置3と右前輪13とを差動装置3に連結された中間軸9を介して右駆動軸11で連結する駆動軸配置構造において、前記右前輪13の分担荷重 F_R が、前記左前輪7の分担荷重 F_L よりも大きい場合、分担荷重の小さい側の左駆動軸5の折れ角 θ_L を、他方の右駆動軸11の折れ角 θ_R よりも大きな角度に設定したため、左右前輪7、13の分担荷重差を原因として駆動トルク T_L 、 T_R に左右差が生じた場合、駆動トルク左右差によるトルクステアを低減することができる。

10

【0075】

(6) 右前輪13の分担荷重 F_R が、左前輪7の分担荷重 F_L よりも大きい場合、右駆動軸11の長さ L_R を左駆動軸5の長さ L_L よりも長く設定しているため、右駆動軸11と中間軸9との結合位置(等速継手10の位置)を車幅方向に移動させるのみで折れ角 θ_R の設定が可能で、パワートレイン・レイアウトへの影響を最小限にすることができる。

20

【0076】

以上、本発明の駆動軸配置構造を第1実施例(請求項1、2に対応)と第2実施例(請求項3、4に対応)と第3実施例(請求項3、5に対応)に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

【0077】

例えば、第1～第3実施例では、横置きエンジンを搭載した前輪駆動車(FF車)への適用例を示したが、リヤエンジン・リヤドライブ車(RR車)にも適用することができるし、エンジンを駆動源とするエンジン駆動車以外に、モータを駆動源とする電気自動車や、モータとエンジンを駆動源とするハイブリッド車へも適用することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【図1】横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第1実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。

【図2】横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された従来例の駆動軸配置構造を示す正面図である。

【図3】横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第2実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。

【図4】横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された第3実施例の駆動軸配置構造を示す正面図である。

40

【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 変速機
- 3 差動装置
- 4 等速継手
- 5 左駆動軸(第一の駆動軸)
- 6 等速継手
- 7 左前輪
- 8 等速継手

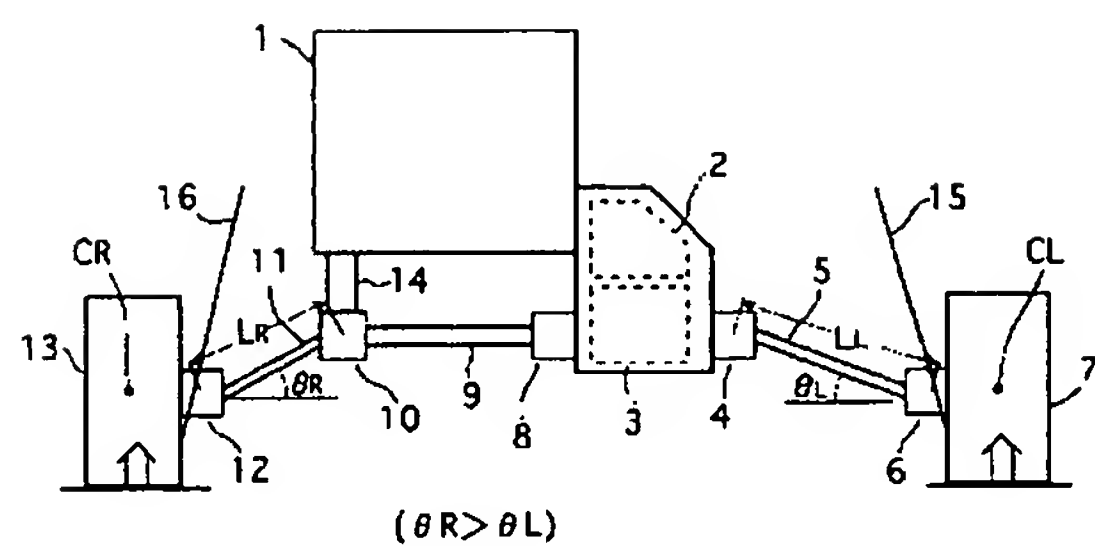
BEST AVAILABLE COPY

50

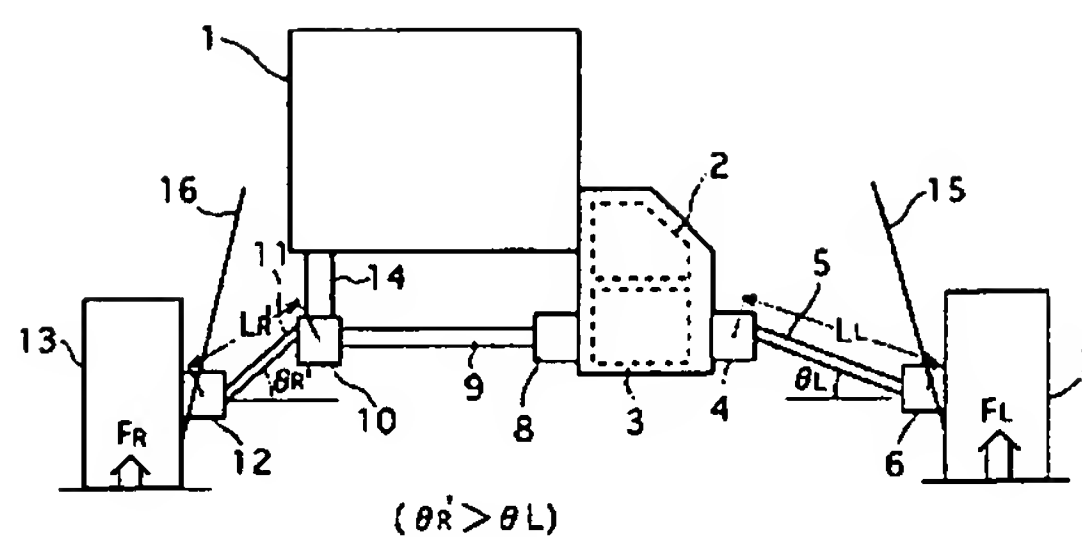
- 9 中間軸
 10 等速継手
 11 右駆動軸 (第二の駆動軸)
 12 等速継手
 13 右前輪
 14 アラケット
 15 左前輪キングピン軸
 16 右前輪キングピン軸
 θ_L 左駆動軸 5 の折れ角
 θ_R 右駆動軸 11 の折れ角

10

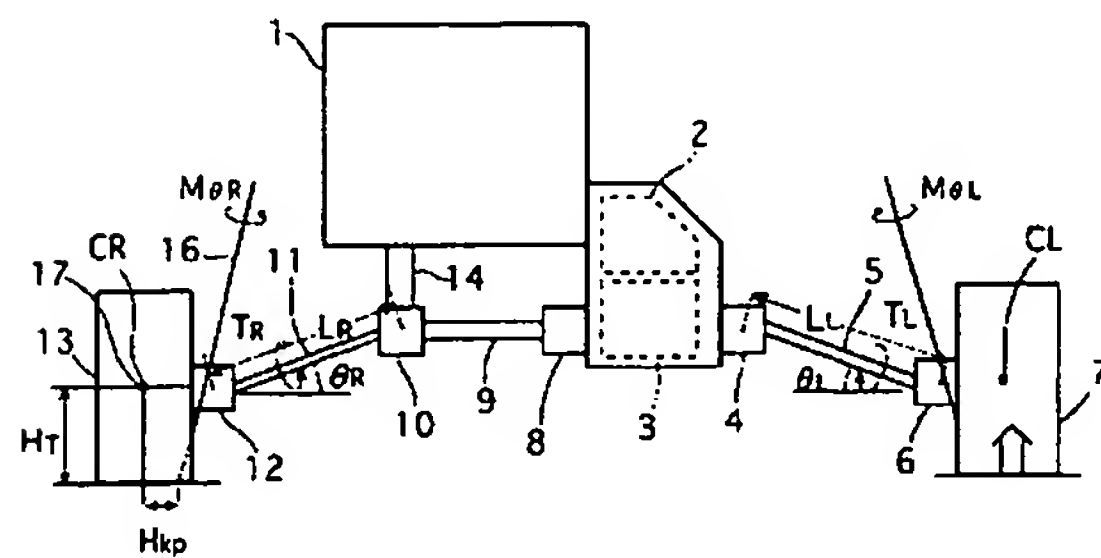
【図 1】



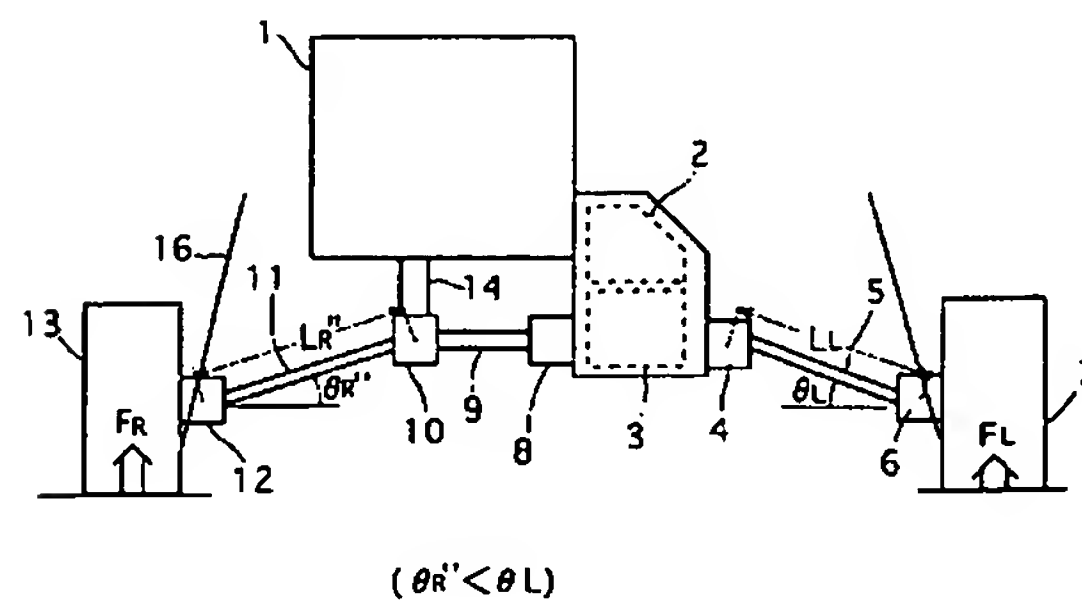
【図 3】



【図 2】



【図 4】



BEST AVAILABLE COPY